

МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 631.358.42

Р.Б. Гевко, д.т.н., професор
Р.І. Розум, к. т. н.ВИЗНАЧЕННЯ ТРАЄКТОРІЇ РУХУ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ МАГІСТРАЛІ
ГНУЧКОГО ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

Тернопільський національний економічний університет

У статті приведено теоретичне обґрунтування траєкторії руху технологічної магістралі гнучкого гвинтового конвеєра у випадку застосування на вільному кінці активних завантажувальних пристроїв, які забезпечують заповнення технологічної магістралі сипким матеріалом і одночасне переміщення її в сторону купи матеріалу по мірі його забирання

Вступ

Транспортування сипких матеріалів по криволінійних трасах гнучкими гвинтовими спіралями, розташованими в еластичних кожухах забезпечує високу мобільність при виконанні завантажувально-розвантажувальних технологічних процесів.

Однак, на даний час існують проблеми, які пов'язані як з надійністю гнучких гвинтових робочих органів, так і процесами забору сипкого матеріалу завантажувальною магістраллю.

Вирішення цих питань дозволить суттєво знизити затрати при завантаженні транспортних засобів із будь-яких сховищ та заповнювати сховища різної конфігурації.

Аналіз досліджень і публікацій

В останній час ведуться активні дослідження пошуку оптимальних конструкцій і параметрів завантажувальних патрубків та робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів [1 – 6], які забезпечують самозавантаження технологічних магістралей сипким матеріалом і його переміщення по криволінійних трасах.

Постановка завдання

Застосування активних, самозавантажувальних патрубків, у порівнянні з пасивними, дозволить суттєво активізувати процес подачі сипких матеріалів в технологічні русла гнучких гвинтових конвеєрів.

Однак для широкого впровадження у виробництво таких робочих органів необхідно провести комплекс теоретичних і експериментальних досліджень для визначення траєкторії руху завантажувальної магістралі в залежності від конструктивних і технологічних параметрів завантажувальних патрубків.

Визначення траєкторії руху технологічної магістралі гнучкого конвеєра

У випадку застосування на вільному кінці технологічної магістралі самозавантажувального патрубка [8, 9] технологічний процес забору матеріалу відбувається без втручання оператора, що призводитиме до зміни радіуса її кривизни.

Розглянемо схему навантаження гвинтового конвеєра, як пружної консолі із защемленим кінцем в системі координат XOY згідно рис. 1.

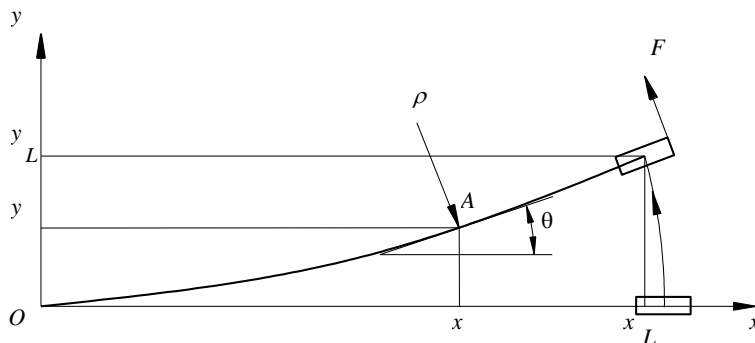


Рис. 1. Розрахункова схема навантаження технологічної магістралі

В загальному випадку рівняння поперечного згину записується у вигляді

$$K = \frac{d\Theta}{dS} = \frac{1}{\rho} = \frac{M(S)}{EI}, \quad (1)$$

де Θ – біжучий кут нахилу зігнутої осі до осі її початкового положення (Ox);

ρ – біжучий радіус кривизни осі гнучкого шнека;

E – приведений модуль пружності системи гнучкий робочий орган – кожух;

I – приведений осьовий момент січення;

dS – елементарна довжина шнека;

S – біжучий параметр довжини шнека.

Величина $C_\phi = EI$ – визначає приведену жорсткість гнучкого шнека і визначається експериментально, шляхом визначення прогинів шнека фіксованим навантаженням.

Для великих прогинів залежність (1) приймає вигляд [7]

$$\frac{\frac{d^2 y}{dx^2}}{\left[1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right]^{\frac{3}{2}}} = \frac{M(x)}{EI}. \quad (2)$$

Момент $M(x)$, залежить як від переміщення завантажувального кінця шнека $L(x_L; y_L)$, так і від лінії траси $y=y(x)$ і рівний

$$M(x) = F \cdot l_F = F_x \cdot (y_L - y) + F_y \cdot (x_L - x), \quad (3)$$

де l_F – плече сили F , яка переміщує патрубок відносно біжучої точки A ;

F_x та F_y – проекції сили F відносно осей x та y відповідно.

Якщо враховувати тільки навантаження від приводу переміщення завантажувального патрубка, то максимальна сила, що прикладена на кінці гнучкого шнека буде відповідати силі від приводу F_m , що передається через тертя роликів до поверхні

$$F_{max} = F_m = m_3 g f, \quad (4)$$

де m_3 – приведена маса завантажувального патрубка із приведеним шнеком і вантажем;

f – коефіцієнт тертя матеріалу роликів до робочої поверхні.

В загальному випадку момент буде утворювати рівнодійна F від сили F_m та сил опору від бурта F_{on}

$$F = F_m - F_{on}. \quad (5)$$

Сила опору від бурта F_{on} є постійно змінною величиною і залежить від положення завантажувального патрубка, форми та реологічних властивостей купи матеріалу.

Математично описати характер і величину її зміни в часі є досить складно, оскільки вона залежить від багатьох факторів. Тому для різних матеріалів і геометричних параметрів буртів її можна визначити лише експериментально.

Проекції сили розкладаються відповідно на осі Ox та Oy .

$$F_x = F \cdot \sin \theta_L; \quad F_y = F \cdot \cos \theta_L.$$

Координати прикладення сили F визначаються розміщенням завантажувального патрубка, що знаходиться в кінці шнека довжиною L

$$x_L = \int_0^L \cos \theta \cdot ds; \quad y_L = \int_0^L \sin \theta \cdot ds. \quad (6)$$

Біжуча точка відповідно має координати

$$x = \int_0^l \cos \theta \cdot ds; \quad y = \int_0^l \sin \theta \cdot ds.$$

Отже біжучий момент через незалежні змінні θ, S можна визначати як

$$M(x) = M(\theta) = F \left[\sin \theta_L \int_l^L \sin \theta \cdot dS + \cos \theta_L \int_l^L \cos \theta \cdot dS \right]. \quad (7)$$

Враховуючи те, що момент залежить від розміщення траси, задача зводиться до варіаційної задачі пошуку рівняння траси, що задовольняє умовам (2, 3) чи (1, 7).

Задача ще більше ускладнюється із врахуванням сил опору переміщенню гнучкого шнека по поверхні, на якій розміщений насипний вантаж. А тому можливі два шляхи аналізу технологічного процесу із визначенням розміщення осі шнека в процесі роботи:

- апроксимацією лінії траси аналітичною залежністю за результатами експериментальних досліджень;

- числовими методами поетапного розв'язку рівняння (6).

Розглянемо перший варіант. Враховуючи те, що матеріал кожуха немає лінійно-пружної характеристики, а також те що гвинтове виконання робочого органу та наявність в гнучкому шнеку сипкого вантажу має нелінійну характеристику то такий варіант має певну підставу.

Розглянемо залежність (1). Припустимо, що момент $M(S)$ змінюється за лінійним законом

$$M(S) = (L - S)F. \quad (8)$$

Тоді

$$d\theta = \frac{(L - S)F}{EI} dS. \quad (9)$$

Відповідно

$$\theta = \frac{F \cdot L}{C_\varphi} \cdot \left(S - \frac{S^2}{2L} \right). \quad (10)$$

При $S = L$ максимальний кут повороту січення осі шнека в зоні завантажувального патрубку визначається за залежністю

$$\theta = \frac{F \cdot L^2}{2C_\varphi}, \quad (11)$$

де $C_\varphi = EI$ – приведена кутова жорсткість навантаженого шнека.

Нелінійна залежність між кутом θ та біжучим параметром довжини S згідно (10) не дозволяє побудувати аналітичну модель траси технологічної магістралі.

У випадку $M(S) = M = \text{const}$

$$\theta = \frac{MS}{EI} = \frac{FLS}{C_\varphi}, \quad (12)$$

спостерігається лінійна залежність між θ та S .

Із теорії кривих відомо, що пропорційність між кутом згину лінії та її довжини в першому наближенні зберігається в ланцюговій лінії

$$y = a \left[ch \frac{x}{a} - 1 \right]. \quad (13)$$

Біжуча довжина ділянки ланцюгової лінії визначається

$$S = a \cdot sh \left(\frac{x}{a} \right). \quad (14)$$

Кут нахилу траєкторії траси

$$tg\theta = \frac{dy}{dx} = sh \left(\frac{x}{a} \right). \quad (15)$$

Для малих кутів прогинів $\theta \approx tg\theta$, а отже

$$\frac{\theta}{S} = \frac{sh(x/a)}{a \cdot sh(x/a)} = \frac{1}{a} = \frac{M}{EI} = \frac{M}{C_\varphi}. \quad (16)$$

При великих згинах, як показали експерименти залежність (12) відповідає навантаженню парою зосереджених сил. А тому, у випадку, коли сила опору вантажу накладається із силою приводу завантажувального патрубку і зовнішнє навантаження на кожух близьке до постійного моменту, лінію траси гнучкого шнека, що навантажена постійним моментом M можна апроксимувати ланцюговою лінією виду

$$y = \frac{C_\phi}{M} \left[ch \left(\frac{M \cdot x}{C_\phi} \right) - 1 \right]. \quad (17)$$

За постійний момент, як показали дослідження доцільно прийняти приведений момент

$$M_p = \frac{(F_m - F_{on})L}{2}.$$

Радіус кривизни такої ланцюгової траєкторії

$$\rho = \frac{C_\phi}{M} ch^2 \left(\frac{M \cdot x}{C_\phi} \right). \quad (18)$$

Біжуча довжина траси S із параметром x зв'язана залежністю (14), а отже біжучі координати точки із параметром довжини S будують такими

$$x = \frac{C_\phi}{M} \cdot \ln \left(\frac{S \cdot M}{C_\phi} + \sqrt{\frac{S^2 \cdot M^2}{C_\phi^2} + 1} \right); \quad (19)$$

$$y = \sqrt{\frac{C_\phi^2}{M^2} + S^2} - \frac{C_\phi}{M}. \quad (20)$$

Елементарне переміщення кінця траси ($S=L$) під дією навантаження

$$du_L = \sqrt{dx_L^2 + dy_L^2} = \frac{dy}{th^2 \left(\frac{M \cdot x}{C_\phi} \right)} = \sqrt{1 + \frac{C_\phi^2}{M^2 L^2}} dy. \quad (21)$$

Приріст переміщення при змінному моменті

$$du_L = u'_y y'_M dM = \frac{C_\phi}{M^2} \left(L \sqrt{1 + \frac{C_\phi^2}{M^2 L^2}} - \frac{C_\phi}{M} \right) dM. \quad (22)$$

Відповідно залежність u' буде характеризувати величину приросту переміщення від приросту моменту. При граничному моменті $M_{\max} = m_n g f$ приріст dM , а отже і du будуть рівні 0. Для визначення граничних θ_{\max} , x_{\min} і y_{\max} підставляємо M_{\max} в залежності (16), (19), (20)

$$\theta_{\max} = \frac{LM}{C_\phi}. \quad (23)$$

Прогин траси, необхідний для виконання технологічних процесів може бути забезпечений підбором гнучкого шнека із заданою величиною його приведеної жорсткості, яка приймається $C_\phi = EI$, та уточняється експериментально.

За залежностями (17), (19), (20) та (22) побудовані траєкторії руху завантажувальної магістралі із завантажувальним патрубком (рис. 2).

При побудові траєкторій руху параметрам надавались наступні значення: приведена жорсткість $C_\phi = 500 \text{ Нм}^2$; довжина технологічної магістралі $L = 6 \text{ м}$.

Залежність (22) дозволяє числовими методами отримати динаміку зміни траєкторії траси в залежності від зміни сили опору бурта F_{on} і відповідно моменту M .

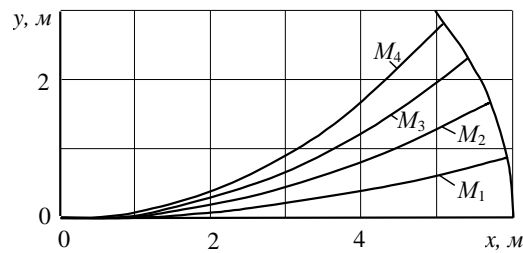


Рис. 2. Траєкторії руху завантажувальної магістралі і переміщення її кінця залежно від зміни згинного моменту M : $M_1 = 25$ Нм; $M_2 = 50$ Нм; $M_3 = 75$ Нм; $M_4 = 100$ Нм

Висновки

За результатами проведених досліджень встановлено, що при схемі навантаження постійним моментом траєкторія траси описується ланцюговою лінією (17) при якій кут нахилу траси пропорційний її біжучій довжині.

При змінному моменті, який формується опором бурта переміщенню патрубку, динаміка зміни траси задається переміщенням патрубку згідно залежності (22).

На основі проведених досліджень встановлено, що при приведеній жорсткості технологічної магістралі $C_\phi = 450 \dots 500$ Нм² і довжині $l = 4 \dots 6$ м робоча зона становить $B = 3,2 \dots 8$ м.

В подальшому необхідно теоретично обґрунтувати та експериментально підтвердити довжину забірної частини завантажувального патрубку з метою уникнення переміщення суцільної частини гнучкого рукава по матеріалі, який забирається.

Також доцільно провести експериментальні дослідження з різною формою опорних роликів для забезпечення самозанурення завантажувального патрубку в сипкий матеріал при його взаємодії з великими буртами.

Так передні ролики рекомендується виконувати із загостреною периферійною поверхнею, що дозволить завантажувальному патрубку якомога глибше врізатись в сипкий матеріал. В той же час задні ролики доцільно виконувати циліндричної форми з матеріалів, які характеризуються високим коефіцієнтом тертя (наприклад гуми).

Список літературних джерел

1. Гевко Б. М., Рогатынский Р. М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. Львов, 1989. – 176с.
2. Гевко Б.М. Механізми з гвинтовими пристроями / Б.М.Гевко Б.М., М.Г.Данильченко, Р.М.Рогатинський та ін. – Львів: Світ., 1993. – 208с.
3. Розум Р.І., Гевко Р.Б., Кінетостатичний розрахунок завантажувального патрубку гвинтового конвеєра // Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей, випуск 10. – Луцьк : Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ, 2002. – С.188 – 195.
4. Розум Р.І. Силовий аналіз завантажувального патрубку гвинтового конвеєра // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства випуск №17 „Підвищення надійності відновлюємих деталей машин”, Харків, 2003. – С.203 – 207.
5. Павлова І.О. Обґрунтування параметрів гнучкого валу гвинтового конвеєра // Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей, випуск 10. – Луцьк: Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ, 2002. – С.168 – 175.
6. Павлова І.О. Вітровий А.О. Силовий розрахунок шарнірних елементів гнучкого валу гвинтового робочого органу// Вісник Тернопільського державного технічного університету. – Том 8, №4, 2003. – С.44 – 49.
7. Сопротивление материалов: Учебник для вузов / Под общ. ред. акад. НА УССР Г. С. Писаренко. – Киев: Вища школа, 1979. – 696с.
8. Гевко Р.Б. Завантажувальний патрубок гвинтового конвеєра Патент 61435 А Україна МПК 7 B65G33/16, B65G33/24 / Р.Б.Гевко, Р.І.Розум. Заявка №2003021004; Заявл. 05.02.2003; Опубл. 17.11.2003.
9. Гевко Р.Б. Завантажувальний патрубок гвинтового конвеєра. Патент 6376 Україна МПК 7 B65G33/16, 33/24. / Р.Б.Гевко, Р.І.Розум. Заявка №20040705257; Заявл. 01.07.2004; Опубл. 16.05.2005.